

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

Koncepční návrh kogenerační jednotky se spalovací  
mikroturbínou o výkonu 100 kW

Conceptual proposal combined heat and power unit with  
combustion micro - turbine power output 100 kW

Student:

Jiří Holler

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Ostrava 2011

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jiří Holler**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 3907R004 Provoz a řízení v energetice  
Téma: **Koncepční návrh kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou  
o výkonu 100 kW  
Conceptual Proposal Combined Heat and Power Unit with Combustion  
Micro - Turbine - Power Output 100 kW**

Zásady pro vypracování:

Vypracujte koncepční návrh kogenerační jednotky s mikroturbínou s elektrickým výkonem 100 kW a s výrobou tepla pro horkovodní systém.

Práce bude obsahovat:

1. Výpočet idealizovaného oběhu spalovací turbíny.
2. Bilanční výpočet výměníku pro využití odpadního tepla spalín.
3. Technicko – ekonomické zhodnocení studie a porovnání se současným stavem.

Grafická část bude obsahovat:

1. Schéma uspořádání jednotky
2. Cash – flow ekonomické efektivity.

Seznam doporučené odborné literatury:

Krbek J., Polesný B.: Kogenerační jednotky malého výkonu v komunálních a průmyslových tepelných zdrojích, Skripta VUT Brno 1997.  
Voráček V. a kol.: Energetické stroje, Skripta VŠB-TU Ostrava 1990  
Kysela, L., Tomčala, J.: Ekonomika v energetice. Ediční středisko. Ostrava: VŠB-TU, 2000.  
Kysela, L.: Využití odpadního tepla. Poznámky k přednáškám. Katedra energetiky. Ostrava, 2001.


Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Míka, CSc.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry

  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

**Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě : 20.05.2011



podpis studenta

### Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 - školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB - TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB - TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 20.05.2011 :



podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Jiří Holler

Adresa trvalého pobytu autora práce: II. Odboje 8, Vyškov 682 01

### **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

HOLLER, J. Koncepční návrh kogenerační jednotky se spalovací mikroturbínou o výkonu 100 kW : bakalářská práce. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2011, 42 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

Bakalářská práce seznamuje s technologií kogenerace - současné výroby elektrické energie a tepla. Ze zadání je řešena kogenerační jednotka s plynovou mikroturbínou o výkonu 100 kWe. Práce obsahuje výpočet idealizovaného tepelného oběhu mikroturbíny, stechiometrické výpočty a bilanční výpočet výměníku. Z ekonomického hlediska je posuzována výhodnost instalace kogenerační jednotky a doba návratnosti investice.

### **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

HOLLER, J. Conceptual proposal combined heat and power unit with combustion micro – turbine power output 100 kW : Bachelor Thesis. Ostrava : VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy Engineering, 2011, 42 pages Thesis head: doc. Ing. Jiří Míka, CSc.

The objective of this bachelor thesis is to explore the energy production from combined heat and power sources. In accordance with assignment, thesis is solving a unit with microturbine (100 kW output) using combustion gas. Thesis includes calculation of idealized combustion cycle, stechiometric calculations and design of related heat exchanger. A short economics overview is also included.

## Obsah:

<b>Seznam použitého značení.....</b>	<b>6</b>
<b>1. Úvod.....</b>	<b>8</b>
<b>2. Kogenerační technologie .....</b>	<b>9</b>
2.1 Využití kogenerace a její výhody .....	9
2.2 Rozdělení kogeneračních technologií.....	11
<b>3. Primární jednotky pro kogeneraci.....</b>	<b>12</b>
3.1 Parametry primárních jednotek.....	12
3.2 Porovnání primárních jednotek .....	13
3.2.1 Palivové články.....	13
3.2.2 Parní turbíny.....	14
3.2.3 Plynové turbíny.....	15
3.2.4 Spalovací motory.....	16
3.2.5 Stirlingův motor .....	17
<b>4. Mikroturbína .....</b>	<b>18</b>
<b>5. Paliva pro kogeneraci s mikroturbínou.....</b>	<b>20</b>
5.1 Zemní plyn .....	20
5.2 Bioplyn.....	21
<b>6. Technické parametry jednotky .....</b>	<b>22</b>
<b>7. Výpočtová část.....</b>	<b>24</b>
7.1 Stechiometrické výpočty .....	24
7.2 Výpočet idealizovaného oběhu mikroturbíny .....	27
7.3 Produkce tepla.....	30
7.4 Bilanční výpočet výměníku spaliny - vzduch.....	31
<b>8. Technicko - ekonomické zhodnocení .....</b>	<b>32</b>
8.1 Doba provozu jednotky .....	33
8.2 Náklady na energie z centralizovaných zdrojů.....	34
8.2.1 Přímé náklady na elektrickou energii.....	34
8.2.2 Přímé náklady na teplo.....	35
8.3 Investiční a provozní náklady kogenerační jednotky.....	35
8.3.1 Investiční náklady .....	35
8.3.2 Přímé náklady provozu.....	36
8.3.3 Nepřímé náklady .....	37
8.4 Posouzení výhodnosti, doba návratnosti investice .....	38
<b>9. Závěr .....</b>	<b>39</b>
<b>10. Použitá literatura .....</b>	<b>40</b>
<b>11. Seznam příloh, grafů, obrázků a tabulek.....</b>	<b>41</b>

## Seznam použitého značení

Symbol	Veličina	Jednotka
a	měrná práce	[kJ]
C	cena	[Kč]
$c_p$	měrná tepelná kapacita za stálého tlaku	[kJ/(kg·K), kJ/(m <sub>n</sub> <sup>3</sup> ·K )]
d	délka	[m]
CF	cash flow	[Kč]
CIN	celkové investiční náklady	[Kč]
i	entapie	[kJ/m <sub>n</sub> <sup>3</sup> ]
k	součinitel prostupu tepla	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]
m	hmotnost	[kg]
$\dot{m}$	hmotnostní tok	[kg/s]
N	náklady	[Kč]
n	měrné otáčky	[ot/s]
n	přebytek vzduchu	[-]
O	odběr	[kWh]
P	výkon	[kW]
p	tlak	[Pa]
Q	příkon	[kW]
$Q_i^r$	výhřevnost	[kJ/m <sub>n</sub> <sup>3</sup> ]
$Q_n^r$	spalné teplo	[kJ/m <sub>n</sub> <sup>3</sup> ]
S	plocha	[m <sup>2</sup> ]
SR	správní režie	[Kč]
š	šířka	[m]
T	absolutní teplota	[K]
t	teplota	[°C]
V	objem	[m <sub>n</sub> <sup>3</sup> ]
$\dot{V}$	objemový tok	[m <sub>n</sub> <sup>3</sup> /s]
v	výška	[m]

Symbol	Veličina	Jednotka
$\varepsilon$	kompresní poměr	[-]
$\eta$	účinnost	[%]
$\kappa$	adiabatický exponent	[-]
$\xi$	ztráty	[%]
$\nu$	součinitel vlhkosti vzduchu	[-]
$\omega$	koncentrace	[%]
<b>Indexy</b>		
ag	agregát	
c	celkový	
el	elektrický	
g	generátor	
iz	izoentropický	
k	kompresor	
m	mechanický	
pl	plyn	
r	rozvody	
re	rekuperátor	
s	skutečný	
sp	spaliny	
stř	střední	
t	teoretický	
t	tepelný	
t	turbína	
tu	turbogenerátor	
v	vlhký	
vn	vnitřní	
vz	vzduch	
<b>Zkratky</b>		
KJ	kogenerační jednotka	
KVET	kombinovaná výroba tepla a elektrické energie	
ZP	zemní plyn	



# 1. Úvod

Energetika se v současné době snaží vypořádat s problémy celosvětového charakteru, jsou jimi permanentní zvyšování energetické spotřeby lidstva, omezené zásoby neobnovitelných zdrojů energie, zejména fosilních paliv a také změny životního prostředí související s nežádoucími jevy, které doprovázejí transformaci některých primárních zdrojů energie. Vzhledem k výše uvedeným důvodům je energetické odvětví nuceno k inovacím stávajících technologií či k vývoji nových, více účinných způsobů výroby energií, které budou splňovat stále přísnější enviromentální předpisy.

V České republice po vzoru západoevropských zemí dochází ke zvyšování podílu alternativních zdrojů energie, jakými jsou využití sluneční energie, zejména fotovoltaiky, větrné, vodní energie a biomasy. Aktuálně se však ukázalo, že výrazná a protekční podpora státu jednomu druhu alternativního zdroje energie, v kombinaci s nedokonalou legislativou může vést k prudkému nárůstu cen elektrické energie, což je nejen v České republice případ slunečních elektráren a stát jen velmi těžko hledá nápravná opatření a vystavuje se hrozbě arbitrází ze strany investorů. Nutností je přiznat si, že dominantní podíl zdrojů elektrické energie stále náleží parním, plynovým a paroplynovým elektrárnám společně s elektrárnami jadernými a zatím se neobjevil nový způsob výroby energie, který by tyto zavedené elektrárny do budoucna plnohodnotně nahradil.

Jednou z perspektivních technologií energetického průmyslu je kombinovaná výroba elektrické energie a tepla – kogenerační jednotka, která jako pohon využívá mikroturbínu. Mikroturbína je plynová spalovací turbína malého výkonu pracující za vysokých otáček, stejně jako velké plynové turbíny využívá Braytonův oběh. V porovnání se spalovacími motory použitými v kogeneračních jednotkách produkuje mikroturbína nižší emise NO<sub>x</sub> a CO. Je zřejmé, že vzhledem k rozmezí produkovaných elektrických výkonů, které se pohybují od 30 do 350 kW<sub>E</sub>, zmíněná technologie nemá z hlediska celostátní energetické politiky výraznější význam, avšak jako decentralizovaný zdroj energie může být pro investora v porovnání s odběrem energií od velkodistributorů finančně zajímavá, právě tato teorie bude prověřena v mé bakalářské práci.

## 2. Kogenerační technologie

### 2.1 Využití kogenerace a její výhody

Kogenerace je současná výroba dvou nejčastěji využívaných konečných forem energie, tedy elektrické energie a tepla. Tato kombinovaná výroba se uskutečňuje ve specializovaných zařízeních – kogeneračních jednotkách. Existuje široké spektrum kogeneračních jednotek a mnoho způsobů jak je dále charakterizovat, obecně se však každý kogenerační zdroj sestává z těchto čtyř základních částí : motoru (pohonné jednotky), elektrického alternátoru včetně zařízení pro připojení na spotřebitelskou a veřejnou síť, kotle nebo výměníku tepla včetně propojení na tepelné rozvodné sítě a kontrolního a řídicího systému.

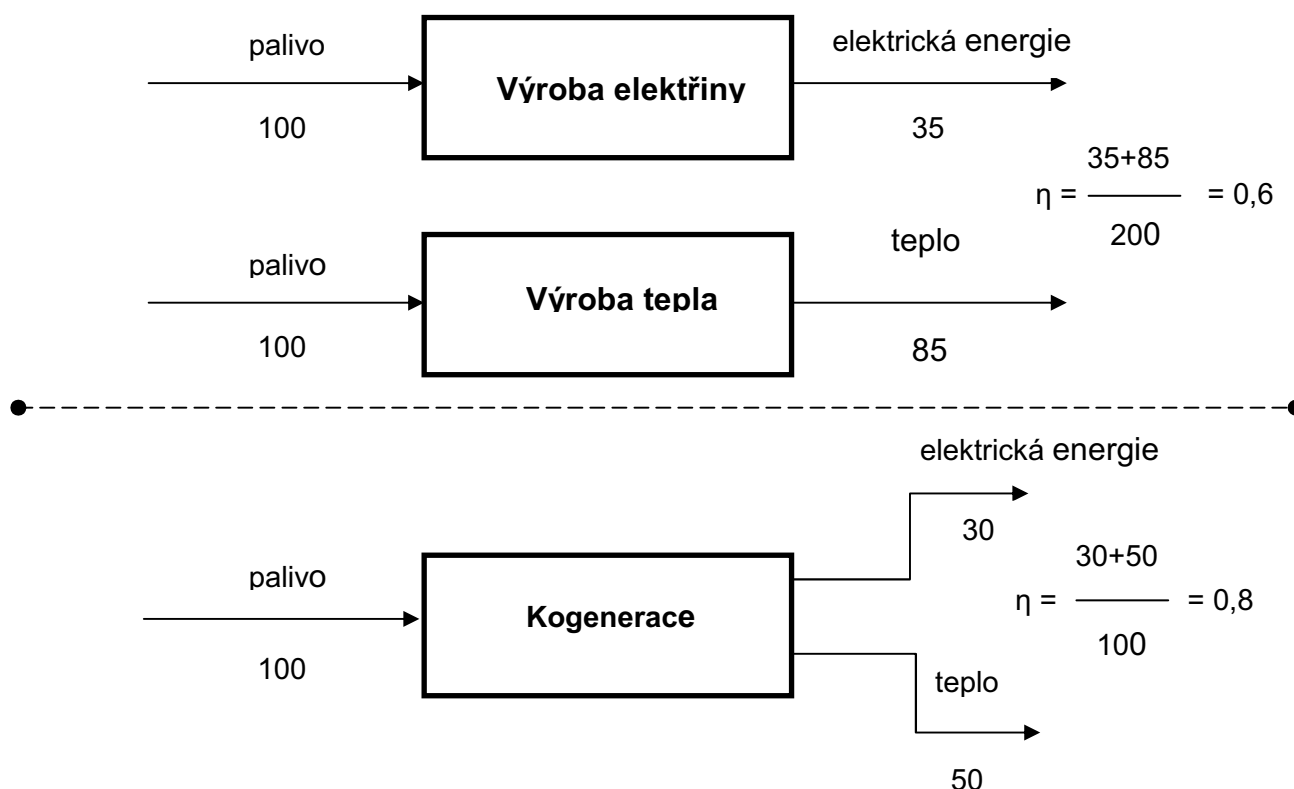
Kogenerační zařízení mají širokou oblast svého uplatnění, menší kogenerační jednotky se využívají pro vytápění jednotlivých budov, zde nacházejí využití zejména spalovací motory a technologické novinky jako mikroturbíny nebo palivové články. Velká kogenerační zařízení jsou obvykle spojena s výrobou vodní páry o vyšších parametrech a bývají aplikována do komplexů budov či větších průmyslových závodů (obr. 2.1) a jsou založena na využití parních a spalovacích turbín případně spalovacích motorů velkého výkonu.

Pokud jsou v následujícím textu zmíněny výhody kogeneračních jednotek, je nutné uvést i to, že v rámci jejich provozu je nezbytné zajistit vyrovnaný a stálý odběr obou produkovaných forem energie, tato skutečnost se dá označit za nevýhodu kogeneračních systémů.



Obrázek 2.1 - Největší KJ V ČR se spalovací turbínou 63 MW v ECK Kladno, [10]

Hlavní výhodou kogeneračních technologií v porovnání s výrobou oddělenou je zvýšení účinnosti využití primárního paliva (obr. 2.2), proto je v současné době kogenerace vnímána jako šetrný a perspektivní způsob získávání energie. V některých případech je při vhodné instalaci kogenerační jednotky možné dosáhnout nižších nákladů než při výrobě oddělené, navíc při ekologičtějším provozu.



Obrázek 2.2 - Porovnání účinností – kombinovaná výroba, oddělená výroba, [1]

Dalšími výhodami kombinované výroby jsou:

- snadné napojení na výrobní jednotky do stávajících nebo budoucích systémů, široké uplatnění v průmyslové nebo bytovém sektoru
- snížení nákladů spojených s dopravou energií, kogenerační jednotky lze aplikovat do bezprostřední blízkosti místa energetického využití

## **2.2 Rozdělení kogeneračních technologií**

[1] Kogenerační technologie lze rozdělit na základě následujících kritérií:

### **1. Dle maximálního dosaženého výkonu**

- mikro - kogenerace - do výkonu 100 kW<sub>E</sub>
- mini - kogenerace - do výkonu 500 kW<sub>E</sub>
- kogenerace malého výkonu do 1 MW<sub>E</sub>
- kogenerace středního výkonu do 50 MW<sub>E</sub>
- kogenerace velkého výkonu nad 50 MW<sub>E</sub>

### **2. Dle použitého paliva**

- kogenerační jednotky na pevná paliva
- kogenerační jednotky na plynná paliva
- kogenerační jednotky na kapalná paliva

### **3. S ohledem na způsob využití kogenerační jednotky**

- centralizované zásobování teplem
- využití v průmyslu
- kogenerace pro bytovou sféru
- kogenerace pro komunální odvětví

### **4. Dle použité primární jednotky**

- palivové články
- parní turbíny
- plynové turbíny
- mikroturbíny
- Stirlingův motor
- spalovací motory

### 3. Primární jednotky pro kogeneraci

[1] Primární jednotka je velmi důležitou částí kogenerační jednotky, probíhá v ní transformace primární energie přivedené do kogenerační jednotky na energii elektrickou. Z hlediska transformace paliva můžeme primární jednotky rozdělit následovně:

- Primární jednotky s přímou transformací - palivové články
- Primární jednotky s vnějším spalováním - parní turbíny, plynové turbíny, mikroturbíny, Stirlingův motor
- Primární jednotky s vnitřním spalováním - spalovací motory

#### 3.1 Parametry primárních jednotek

TYP Primární jednotky	Elektrický výkon	Pohotovost	Elektrická účinnost	Celková účinnost	Modul tep. výroby
	[MW]	[%]	[%]	[%]	[-]
Palivové články	0,04-50	90-92	37-45	85-90	0,8-1,0
Parní turbína	0,5-100	90-95	14-35	60-85	0,1-0,5
ORC	0,3-1,8	90-94	15-20	65-85	0,1-0,3
Plynová turbína	0,1-100	90-95	25-40	60-80	0,5-0,8
Mikroturbína	0,025-0,25	90-95	30-40	65-85	0,6-0,85
Stirlingův motor	0,003-1,5	85-90	35-50	60-80	1,2-1,7
Vznětový motor	0,07-50	80-90	35-45	60-85	0,8-1,4
Zážehový motor	0,015-2	80-85	27-40	60-80	0,5-0,7

Tabulka 3.1 - Parametry primárních jednotek, [1]

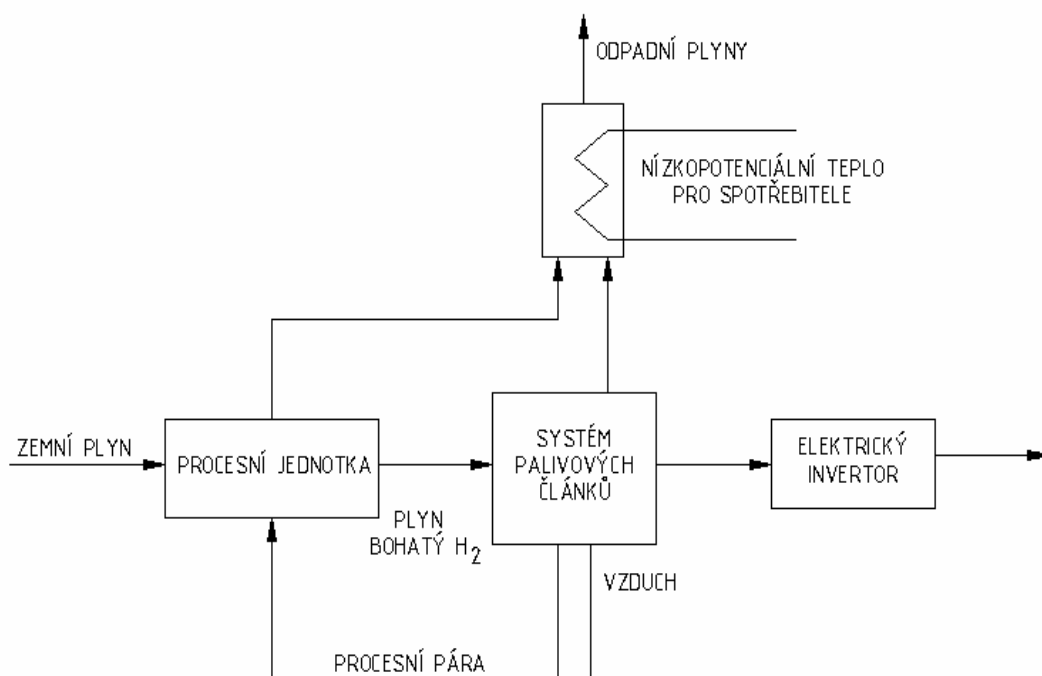
## 3.2 Porovnání primárních jednotek

### 3.2.1 Palivové články

[4] Jsou galvanické články, které transformují energii obsaženou v palivu přímo na energii elektrickou. Zdrojem energie je nejčastěji vodík, který spolu s kyslíkem (ze vzduchu) může exotermním procesem vyrábět elektrickou energii prostřednictvím elektrolytu za vzniku vody nebo vodní páry. Dle elektrolytu rozlišujeme tyto typy palivových článků : alkalické články, články s tuhými polymery, články s kyselinou fosforečnou, články s roztavenými uhličitany a články s tuhými oxidy, přičemž elektronová vodivost může být kationtová nebo aniontová a pracovní teplota studená (do 200°C) nebo teplá, kdy palivové články pracují při teplotách do 1000°C. Třemi společnými částmi všech typů palivových článků jsou palivový procesor, samotný palivový článek a zařízení pro úpravu elektrického proudu (střídače).

Výhody: Nízké emise a nízký hluk, vysoká účinnost v celém pásmu zatížení, modulární jednotky, flexibilita, krátká doba výstavby.

Nevýhody: Náklady, doba životnosti, malá hustota energie, dlouhá startovací doba.



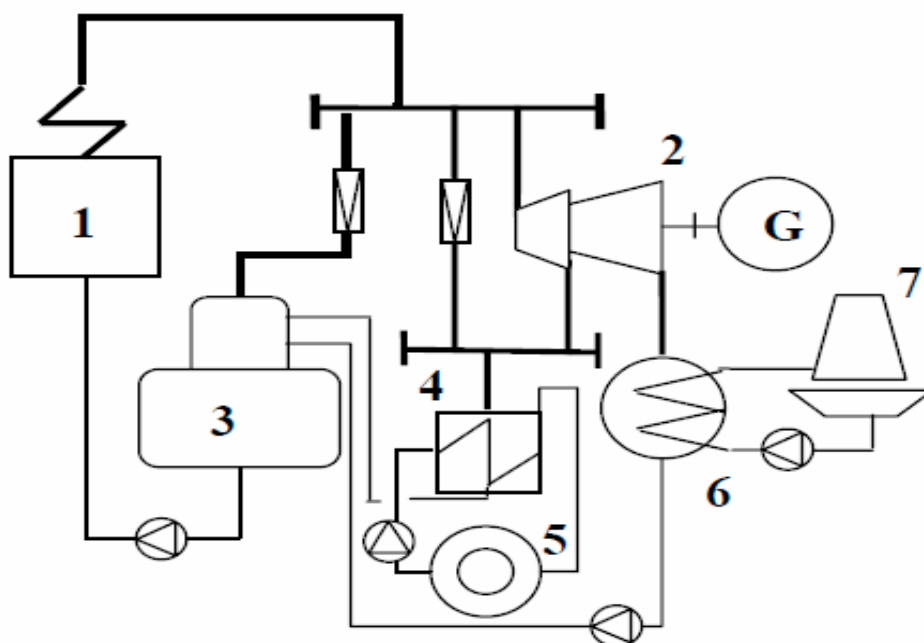
Obrázek 3.1 - Schéma zařízení pro kogenerační využití palivových článků, [4]

### 3.2.2 Parní turbíny

Parní turbíny se mohou označit jako tradiční a za dlouhou dobu prověřené primární jednotky pro kogeneraci. Tepelný oběh využívaný parními turbínami se nazývá Rankinův oběh, jeho podstata spočívá v tom, že se tepelná energie uvolňuje ve spalovací komoře parního generátoru. Tato energie se předává vodě o vysokém tlaku vytvořeného čerpadlem, čímž dochází v parním generátoru ke změně jejího skupenství na páru. S ohledem na místo odběru tepelné energie pro dodávku tepla a množství páry podílející se na výrobě elektrické energie a tepla se systémy s parními turbínami rozdělují na protitlaké a kondenzační (obr 3.2).

Protitlaké turbíny využívají pro dodávku tepla veškeré množství páry použité pro zisk technické práce. Teplo je odebíráno na výstupu z turbíny .

U kondenzačních turbín se preferuje výroba elektrické energie. Kondenzační teplo je z oběhu odváděno do okolí a tím je dosažena velmi nízká hodnota výstupního tlaku z turbíny. Dosahuje se tak maximalizace zisku elektrické energie.



Obrázek 3.2 - Schéma zapojení kondenzační parní turbíny s odběrem páry, [4]

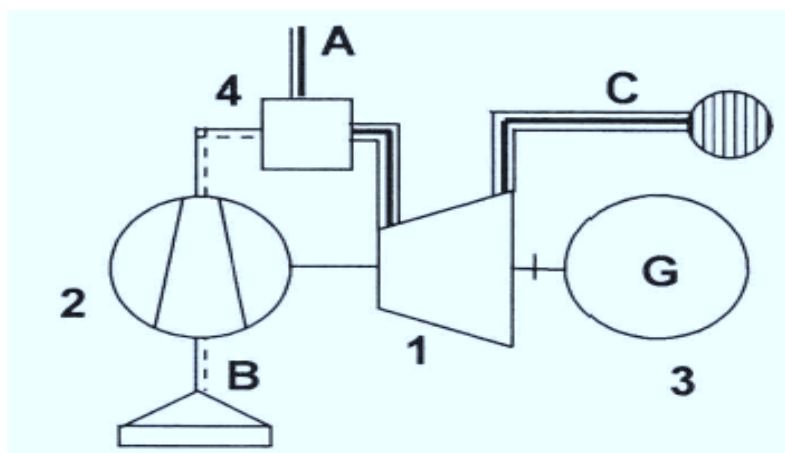
1 parní kotelnice, 2 parní turbína, 3 napájecí nádrž, 4 ohřívák topné vody, 5 spotřebič tepla, 6 kondenzátor, 7 chladicí věž

Výhody: Vysoká celková účinnost, možnost použití všech druhů paliv, změna modulu teploty výroby během provozu, velké výkonové rozpětí, dlouhá doba životnosti.

Nevýhody: Vysoké náklady, pomalý start.

### 3.2.3 Plynové turbíny

Plynové (spalovací) turbíny jsou nejvíce rozšířeným typem primární jednotky pro kogeneraci. Tepelný oběh těchto spalovacích turbín se nazývá Braytonův cyklus. Jako pracovní médium je zde použit vzduch, jenž je nejdříve stlačován kompresorem, následně je mu při spalování paliva ve spalovací komoře dodávána tepelná energie, v turbíně pak dochází k tlakové expanzi. Výstupní teplota spalin z plynových turbín je vysoká (450 - 500°C), což je předpokladem pro výrobu dodávky vysokopotenciálního tepla. Výstupní spaliny se využívají pro výrobu velmi horké vody, výrobu středotlaké a nízkotlaké páry. Pro spalovací turbíny je možné použít široké spektrum paliv, je však třeba dbát na to, aby spaliny odcházející do turbíny byly zbaveny nečistot, které by mohly způsobovat erozi lopatek. Z výše uvedeného důvodu se pro spalovací turbíny využívají plyná a kapalná paliva.



Obrázek 3.3 - Schéma uspořádání spalovací turbíny, [4]

1 turbína, 2 kompresor, 3 elektrický generátor, 4 spalovací komora, A přívod paliva, B přívod vzduchu, C odvod spalin

**Výhody:** Vysoká spolehlivost umožňující dlouhodobý nepřerušovaný provoz, dodávka vysokopotenciálního tepla, konstantní vysoká rychlost otáčení blízká požadované frekvenci, řízení elektrického výkonu, vhodný energetický poměr, není nutná chladicí voda, relativně nízké investiční náklady, velký rozsah paliv (nafta, LPG, zemní plyn), schopnost kombinování paliv, nízké emise.

**Nevýhody:** Malý počet vyráběných výkonů ve výkonovém rozmezí, nižší mechanická účinnost oproti spalovacím motorům, spalování plynu je prováděno při vysokém tlaku, vysoká hlučnost, malá účinnost při nízkém zatížení, palivo musí být čisté a suché, výkon klesá s nárůstem teploty v důsledku termodynamických omezení v turbíně.



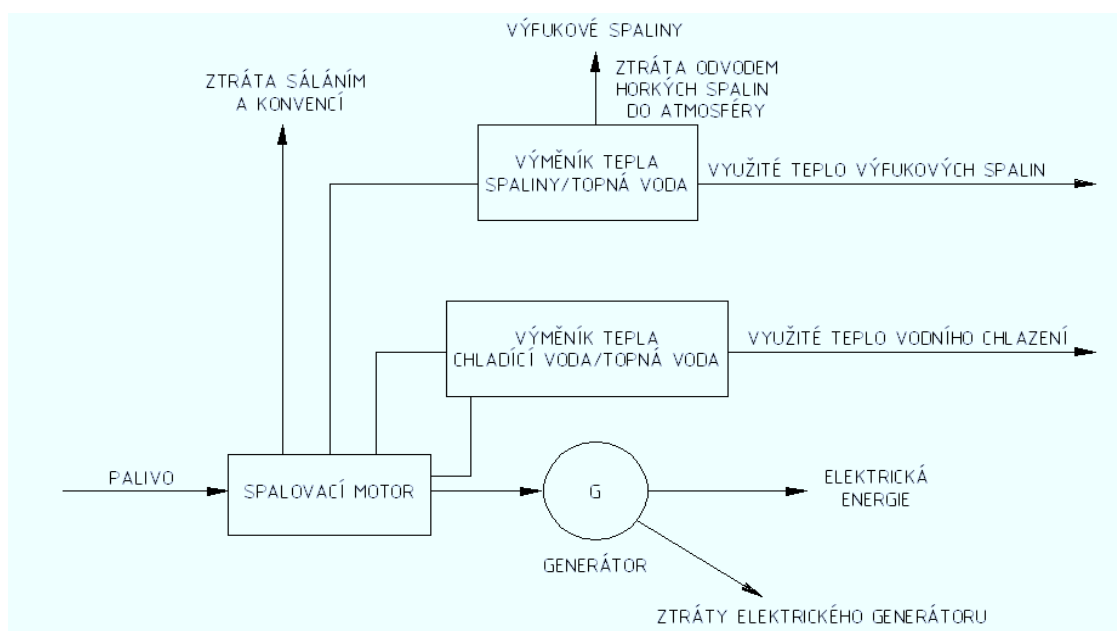
### 3.2.4 Spalovací motory

Spalovací motory používané v kogeneračních technologiích jsou pístové motory s vnitřním spalováním. Tyto motory se rozdělují na zážehové a vznětové.

U zážehových motorů je směs paliva a vzduchu zapálena prostřednictvím elektrické jiskry, přičemž využívaný tepelný oběh se nazývá Ottův. Účinnost tohoto druhu spalovacích motorů je 35 až 45%, jejich jednotkový výkon může dosáhnout až 25 MW.

V případě vznětových motorů se směs zapálí sama po dosažení zápalných hodnot paliva. Do stlačeného vzduchu se vstřikuje palivo, tepelný oběh vznětových motorů je Dieselův tepelný oběh.

Obecně jsou spalovací motory velmi výhodné jako primární jednotky pro kogeneraci a jsou v tomto oboru často využívány. Hlavní uplatnění spalovacích motorů spočívá především v dopravě. Zážehové motory pracují převážně s plynými palivy (zemní plyn, propan - butan). Vznětové využívají kapalná paliva jako je nafta, těžký olej.



Obrázek 3.4 - Toky energií u kogenerační jednotky se spalovacím motorem, [4]

Výhody: Vysoká účinnost v širokém výkonovém rozmezí jednotek, relativně nízké investiční náklady na instalovaný elektrický výkon, velký technický rozsah zatížení 30 - 100% při vysoké účinnosti, rychlý startovací čas na plný výkon (15 s).

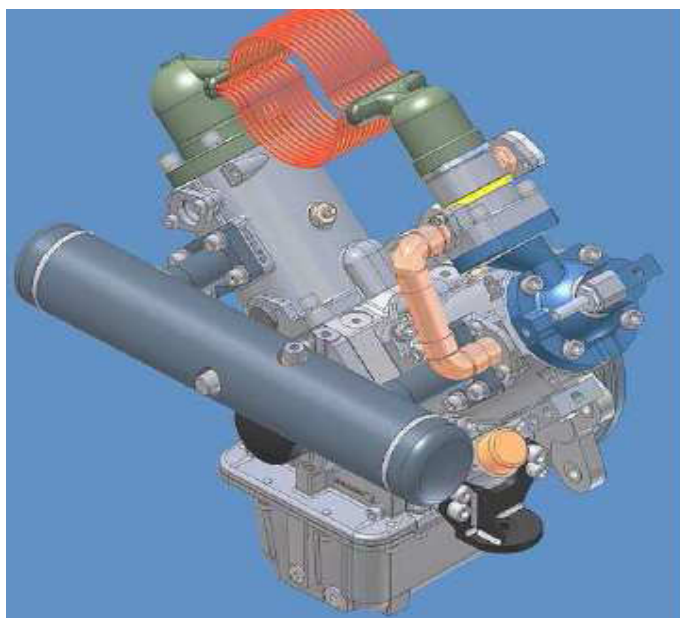
Nevýhody: Musí být chlazeny i když se nevyužívá teplo, vysoký modul teplárenské výroby, velké hodnoty nízkofrekvenčního hluku, velké rozměry.

### 3.2.5 Stirlingův motor

[1] Stirlingův motor je pístový motor s vnějším spalováním, ve kterém se uvolněná tepelná energie předává pracovní látce tepelného oběhu. Jako pracovní látka bývá využíváno helium, vzduch, dusík nebo  $\text{CO}_2$ . Látka je střídavě stlačována ve studeném válci (kompresní prostor) a expanduje v horkém válci (expanzní prostor). Teplo je přiváděno do okruhu z vnějšího zdroje přes tepelný výměník (ohřívák). Teplo, které není přeměněno na technickou práci hřídele je odváděno chladicí vodou ve studeném výměníku (chladiči). Plyn se přenáší z horké zóny do chladiče a zpět pomocí regenerátoru. Stirlingův motor nemá explozivní spalování jako mají spalovací motory, a proto nemusí mít zapalovací zařízení, ventilový rozvod atd..

Výhody: V rámci mikrokogenerace jsou důležitými výhodami například: výroba elektrické energie není závislá na výrobě tepla, nízké emise, jednoduché řízení. Obecně výhody Stirlingova motoru spočívají ve vysoké teoretické účinnosti a menším počtu třecích pohyblivých součástí.

Nevýhody: Vysoké investiční náklady, menší zkušenosti s provozem v oblasti nízkých výkonů.

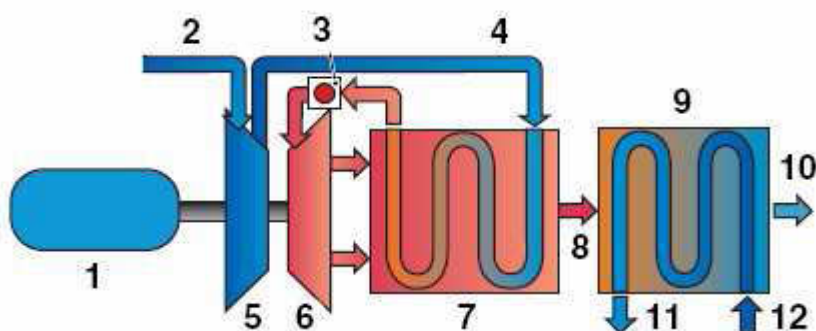


Obrázek 3.5 - Model Stirlingova motoru firmy TEDOM, [11]

## 4. Mikroturbína

Mikroturbína jako primární jednotka kogeneračních zařízení patří mezi novinky, je zřejmé, že se jedná o technologii perspektivní. Její uplatnění se nachází na trhu s decentralizovanými zdroji elektrické energie nebo zdroji záložními, současná produkce tepla může být využita pro vytápění bytových jednotek či průmyslových podniků, kde navíc teplo může být využito pro technologické potřeby.

Jedná se vlastně o spalovací turbínu menšího výkonu pracující za vysokých otáček, stejně jako velké spalovací turbíny využívají Braytonův tepelný oběh. Základními součástmi kogeneračního zařízení jsou kromě mikroturbíny kompresor, spalovací komora, regenerační výměník a generátor (obr. 4.1). Ve většině provedení je mikroturbína umístěna na společné hřídeli s kompresorem, vyskytuje se však i provedení dvouhřídelové, s hřídelí zvlášť pro kompresor a zvlášť pro mikroturbínu, toto provedení však není příliš časté. Při provedení na společné hřídeli má jednotka pouze jeden pohyblivý díl, což zjednodušuje provoz, otáčky této společné hřídele dosahují až hodnot 100 000/min, při použití vzduchových ložisek může soustrojí dosahovat otáček kolem 120 000/min, použitím tohoto typu ložisek odpadá mazání a olejové hospodářství. Zabudováním spalínového výměníku pro předehřev spalovacího vzduchu (rekuperátoru) se výrazně zvyšuje elektrická účinnost, ale snižuje se teplota využitelná při dodávce tepla. Teplota odcházejících spalín se pohybuje v rozmezí 220 až 270°C a lze ji zvýšit absencí rekuperátoru. Výstupní spaliny lze využít pro ohřev užitkové vody, topné vody nebo pro tepelné potřeby technologických procesů. Jmenovitá elektrická účinnost kogeneračních jednotek s mikroturbínou je 20 až 35 %, celková účinnost 65 až 85%. Mikroturbíny mohou být navrženy ve výkonovém rozmezí 25 kW až 350 kW. Jako palivo lze využít zemní plyn či bioplyn.



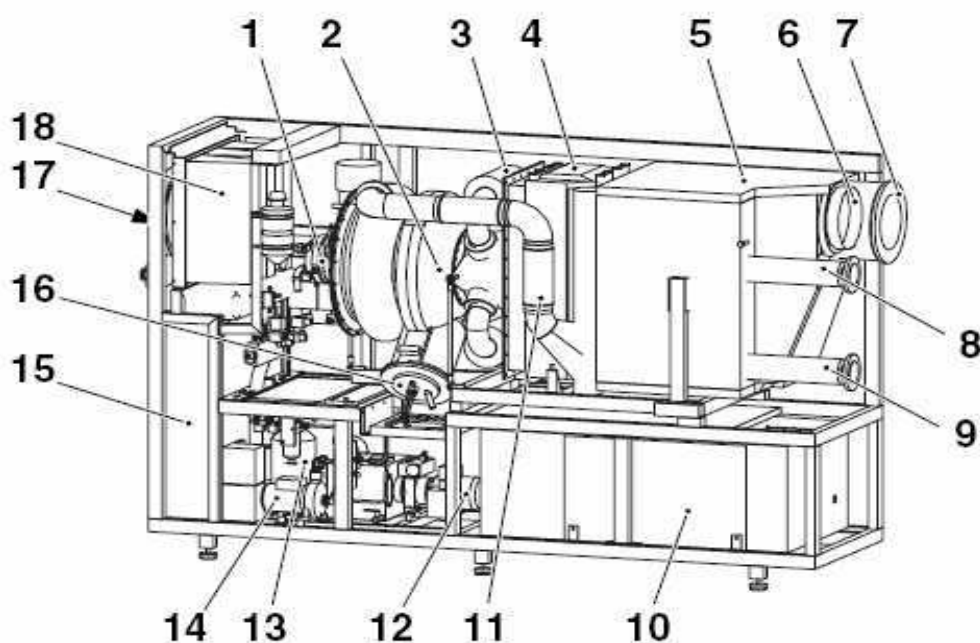
Obrázek 4.1 - Schéma kogenerace, jednotka Turbec T100 , [6]

1 generátor, 2 vstup vzduchu, 3 spalovací komora, 4 vzduch do rekuperátoru, 5 kompresor, 6 turbína, 7 rekuperátor, 8 spaliny, 9 spalínový výměník, 10 výstup spalín, 11 výstup horké vody, 12 vstup vody

Zmíněná jednotka může být řízena personálem přímo na místě nebo dálkově, nastavení hodnot se provádí na panelu displeje nebo pomocí komunikačního portu. Vývoj kogeneračních jednotek s mikroturbínou, kromě technických parametrů výroby energií řeší i prostorové uspořádání, tak aby v provozech kde jsou umístěny nezabíraly více místa než je nezbytně nutné (obr. 4.2).

V České republice bylo uvedeno do provozu několik kogeneračních jednotek využívajících mikroturbínu, jako příklad uvádím první zařízení tohoto typu na akademické půdě, v laboratořích VŠB - TU Ostrava byla do zkušebního provozu uvedena mikroturbína Capstone 30. V praxi je využíváno vůbec první zařízení tohoto druhu u nás, opět typ Capstone 30 zásobující elektrickou energií a teplem sídliště v Českém Brodě.

K předním světovým výrobcům kogeneračních jednotek s mikroturbínou patří firmy Capstone či AB Turbec. Právě model švédské firmy Turbec AB - Turbec T100 se spalovací mikroturbínou o výkonu 100 kW<sub>E</sub>, byl zvolen jako vzor této bakalářské práce a některé parametry uváděné výrobcem byly použity při výpočtu.



Obrázek 4.2 - Dispoziční uspořádání kogenerační jednotky Turbec T100, [6]

1 generátor, 2 mikroturbína, 3 potrubí z rekuperátoru, 4 rekuperátor, 5 spalínový výměník, 6 výstup vzduchu, 7 výstup spalín, 8 vstup vody, 9 výstup horké vody, 10 elektronika, 11 potrubí do rekuperátoru, 12 olejové čerpadlo, 13 kompresor, 14 čerpadlo chladicí vody, 15 kontrolní systém, 16 spalovací komora, 17 vstup vzduchu, 18 vzduchový filtr

## 5. Paliva pro kogeneraci s mikroturbínou

### 5.1 Zemní plyn

V současné době je zemní plyn jako plynné palivo naprosto dominantní a jeho spotřeba každoročně roste, jedná se o přírodní plyn, často se vyskytující při nalezištích ropy. Při současné spotřebě se zásoby zemního plynu odhadují na následujících padesát let. Hlavní podíl tohoto paliva tvoří metan ( $\text{CH}_4$ ) s obsahem přibližně 98%, dále jsou v něm obsaženy vyšší uhlovodíky, dusík a oxid uhličitý (tab.5.1). Výhřevnost zemního plynu bývá v rozmezí 35 - 36 MJ/m<sup>3</sup><sub>n</sub>.

Uplatnění zemní plyn nachází v domácnostech, ale i v průmyslovém odvětví jako palivo pro - plynových elektráren, vytopen či menších decentralizovaných energetických výroben. Doprava se uskutečňuje v plynovodech nebo tankerech, v tomto případě dochází před transportem k úpravě plynu jeho zkapalněním (LNG) nebo stlačením (CNG). Za nevýhodu tohoto paliva se dá označit prostorově náročné skladování v podzemních zásobnících nebo plynojemech, další komplikací především v Evropě je přílišná energetická závislost na celosvětově největším exportérovi zemního plynu - Rusku. Nedávná plynová krize otevřela otázku diverzifikace zdrojů a vybudování nových plynovodů například z Blízkého východu.

Složky zemního plynu	Objemový podíl složky v zemním plynu				
	Tranzitní ZP	Norský ZP (Ekofisk)	Alžírský ZP (Hassi R Mel)	Jihomoravský ZP	Holandský ZP (Groningen)
Metan $\text{CH}_4$	98,39	85,80	86,90	97,70	81,31
Etan $\text{C}_2\text{H}_6$	0,44	8,49	9,00	1,20	2,85
Propan $\text{C}_3\text{H}_8$	0,16	2,30	2,60	0,50	0,37
Butan $\text{C}_4\text{H}_{10}$	0,07	0,70	1,20	-	0,14
Pentan $\text{C}_5\text{H}_{12}$	0,03	0,25	-	-	0,09
Dusík $\text{N}_2$	0,84	0,96	0,30	0,60	14,35
Oxid uhličitý $\text{CO}_2$	0,07	1,50	-	-	0,89

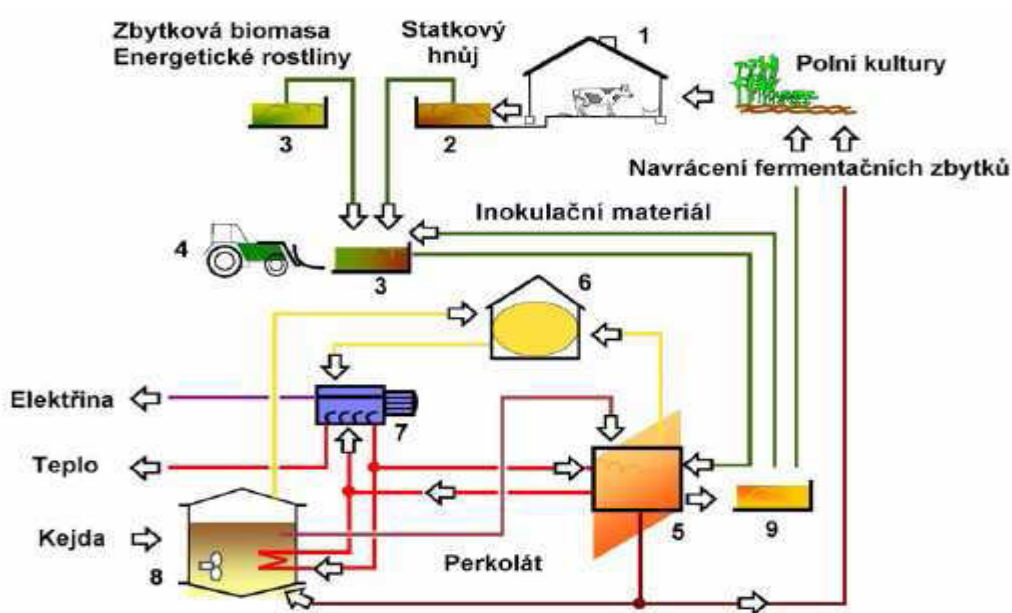
Tabulka 5.1 - Složení zemního plynu, [13]

## 5.2 Bioplyn

[9] Obecně lze tento název použít pro všechny druhy plyných směsí, které vznikly činností mikroorganismů. Tím je vyjádřeno, že všechny druhy bioplynů anaerobního původu vznikají principiálně stejným způsobem ať probíhá proces metanogenní pod povrchem země, v zaživacím traktu přežvýkavců, ve skládkách komunálních odpadů, v lagunách nebo v řízených anaerobních reaktorech. V technické praxi se ustálilo použití názvu bioplyn pro plynou směs vzniklou anaerobní fermentací vlhkých organických látek v umělých technických zařízeních (reaktorech, digestorech atd., obr 5.1). V ideálním případě se bioplyn skládá ze dvou plyných složek, methanu ( $\text{CH}_4$ ) a oxidu uhličitého ( $\text{CO}_2$ ).

Energetické využití biomasy (včetně bioplynu z ní) má příznivý vliv na omezení koncentrace oxidu uhličitého v atmosféře. Při produkci biomasy je oxid uhličitý spotřebován při fotosyntéze a následně uvolněn při energetickém využití biomasy zpět do atmosféry. Tím se uzavírá časově krátký koloběh  $\text{CO}_2$ .

Na výrobu 1 kWh<sub>e</sub> je třeba přivést do kogenerační jednotky 0,6 - 0,7 m<sup>3</sup> bioplynu s průměrným obsahem metanu 60 %.



Obrázek 5.1 - Kombinovaný systém bioplynové stanice s kogenerací, [9]

1 stáj, 2 kejda nebo statkový hnůj, 3 zbytková nebo záměrně pěstovaná biomasa, 4 nakladač, 5 pracovní komora na suchý materiál, 6 plynojem, 7 kogenerační jednotka, 8 fermentor, 9 plato na zfermentovaný digestát

## 6. Technické parametry jednotky

Pro výpočet idealizovaného tepelného oběhu mikroturbíny a návrh výměníku jsou nezbytné parametry uváděné výrobcem níže v přehledu. Jako referenční model kogenerační jednotky s mikroturbínou byl zvolen typ Turbec T100 (obr. 6.1) o výkonu 100 kW<sub>E</sub>.

Parametry navrhované jednotky	Označení	Hodnota	Jednotky
<b>Mikroturbína</b>			
Typ turbíny		radiální	
Počet hořáku ve spal. komoře		1	[-]
Tlak ve spalovací komoře	$p_{sk}$	0.45	[MPa]
Tlak po expanzi za turbínou	$p$	0.1	[MPa]
Teplota spalin na vstupu do turbíny	$t_3$	950	[°C]
Teplota spalin za rekuperátorem	$t_4'$	270	[°C]
Provozní otáčky soustrojí	$n$	70 000	[ot/min]
Spotřeba oleje		9	[lit/6000h]
Životnost mikroturbíny		60 000	[h]
Izoentropická účinnost turbíny	$\eta_{ie-t}$	0,85	
Mechanická účinnost turbogenerátoru	$\eta_{m-tu}$	0,92	
<b>Palivo - tranzitní zemní plyn</b>			
Složení	Methan CH <sub>4</sub>	98,39	[%]
	Etan C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,44	[%]
	Propan C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,16	[%]
	Butan C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,07	[%]
	Pentan C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,03	[%]
	Dusík N <sub>2</sub>	0,84	[%]
	Oxid uhličitý CO <sub>2</sub>	0,07	[%]
Tlak plynu v rozvodech	$p_r$	1	[MPa]
Teplota zemního plynu v rozvodech	$t_{zp}$	20	[°C]
Výhřevnost zemního plynu	$Q_i^r$	35,87	[MJ/m <sup>3</sup> <sub>n</sub> ]
Součinitel vlhkosti vzduchu	$v$	1,03	
Účinnost rekuperátoru	$\eta_{re}$	0,75	
Účinnost spalovací komory	$\eta_{sk}$	0,97	

Parametry navrhované jednotky	Označení	Hodnota	Jednotky
<b>Kompresor</b>			
Typ kompresoru	šroubový kompresor		
Teplota nasávaného vzduchu	$t_1$	20	[°C]
Tlak nasávaného vzduchu	$p_1$	0,1	[MPa]
Kompresní poměr	$\varepsilon$	4,5	[-]
Rozmezí teplot nasávaného vzduchu	$t_{vz}$	-25 až 40	[°C]
Rozměry	š x d x v	610 x 1070 x 1370	[mm]
Adiabatický exponent	$\kappa$	1,4	
Izoentropická účinnost kompresoru	$\eta_{ie-k}$	0,85	
<b>Obecné parametry jednotky</b>			
Rozměry	š x d x v	870 x 1900 x 2920	[mm]
Hmotnost	m	2000	[kg]
Interval prohlídky	i	6600	[h]
Teplota okolí během provozu	$t_{ok}$	0 až 40	[°C]



Obrázek 6.1 - Kogenerační jednotka s mikroturbínou Turbec T100, [6]



## 7. Výpočtová část

### 7.1 Stechiometrické výpočty

<u>Teoretické množství kyslíku</u>		
$V_{O_2,t} =$	$\sum (x + y/4) \cdot C_x H_y + 0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + 3,8C_M H_N - O_2$	(7.1)
$V_{O_2,t} =$	$2 \cdot CH_4 + 3,5 \cdot C_2H_6 + 5 \cdot C_3H_8 + 6,5 \cdot C_4H_{10} + 8 \cdot C_5H_{12}$	
$V_{O_2,t} =$	$2 \cdot 0,9839 + 3,5 \cdot 0,0044 + 5 \cdot 0,0016 + 6,5 \cdot 0,0007 + 8 \cdot 0,0003$	
$V_{O_2,t} =$	<u>1,9982</u> $m_n^3 / m_n^3$	

<u>Teoretické množství vzduchu</u>		
$V_{vz,t}^s =$	$(1/0,21) \cdot V_{O_2,t}$	(7.2)
$V_{vz,t}^s =$	$(1/0,21) \cdot 1,9982$	
$V_{vz,t}^s =$	<u>9,5150</u> $m_n^3 / m_n^3$	

<u>Skutečné množství suchého vzduchu</u>		
$V_{vz,s}^s =$	$V_{vz,t}^s \cdot n$	(7.3)
$V_{vz,s}^s =$	$9,5150 \cdot 5,02$	
$V_{vz,s}^s =$	<u>47,7475</u> $m_n^3 / m_n^3$	

poznámka: přebytek vzduchu n - rovnice 7.23

<u>Skutečné množství vlhkého vzduchu</u>		
$V_{vz,s}^v =$	$V_{vz,s}^s \cdot v$	(7.4)
$V_{vz,s}^v =$	$47,7475 \cdot 1,03$	
$V_{vz,s}^v =$	<u>49,1799</u> $m_n^3 / m_n^3$	

<u>Množství CO<sub>2</sub> ve spalínách</u>		
$V_{CO_2} =$	$CO + x \cdot C_x H_y + 2,6 C_M H_N + CO_2$	(7.5)
$V_{CO_2} =$	$1 \cdot CH_4 + 2 \cdot C_2H_6 + 3 \cdot C_3H_8 + 4 \cdot C_4H_{10} + 5 \cdot C_5H_{12} + CO_2$	
$V_{CO_2} =$	$1 \cdot 0,9839 + 2 \cdot 0,0044 + 3 \cdot 0,0016 + 4 \cdot 0,0007 + 5 \cdot 0,0003 + 0,0007$	
$V_{CO_2} =$	<u>1,0025</u> $m_n^3 / m_n^3$	

<u>Teoretické množství N<sub>2</sub> ve spalínách</u>		
$V_{N_2,t} =$	$N_2 + 0,79 \cdot V_{vz,t}^s$	(7.6)
$V_{N_2,t} =$	$0,0084 + 0,79 \cdot 9,5150$	
$V_{N_2,t} =$	<u>7,5253</u> $m_n^3 / m_n^3$	

<u>Teoretické množství suchých spalin</u>		
$V_{sp,t}^s = V_{CO_2} + V_{N_2t}$		(7.7)
$V_{sp,t}^s = 1,0025 + 7,5253$		
$V_{sp,t}^s = \underline{8,5278} \text{ m}_n^3 / \text{m}_n^3$		

<u>Skutečné množství suchých spalin</u>		
$V_{sp,s}^s = V_{sp,t}^s + (n-1) \cdot V_{vz,t}^s$		(7.8)
$V_{sp,s}^s = 8,5278 + (5,02 - 1) \cdot 9,5150$		
$V_{sp,s}^s = \underline{46,7603} \text{ m}_n^3 / \text{m}_n^3$		

<u>Teoretické množství H<sub>2</sub>O ve spalinách</u>		
$V_{H_2O,t} = H_2 + y/2 \cdot C_xH_y + 2,4 C_MH_N + (v - 1) \cdot V_{vz,t}^s$		(7.9)
$V_{H_2O,t} = 2 \cdot CH_4 + 3 \cdot C_2H_6 + 4 \cdot C_3H_8 + 5 \cdot C_4H_{10} + 6 \cdot C_5H_{12} + (1,03 - 1) \cdot 9,5150$		
$V_{H_2O,t} = 2 \cdot 0,9839 + 3 \cdot 0,0044 + 4 \cdot 0,0016 + 5 \cdot 0,0007 + 6 \cdot 0,0003 + (1,03 - 1) \cdot 9,5150$		
$V_{H_2O,t} = \underline{2,2782} \text{ m}_n^3 / \text{m}_n^3$		

<u>Teoretické množství vlhkých spalin</u>		
$V_{sp,t}^s = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2t}$		(7.10)
$V_{sp,t}^s = 1,0025 + 2,2782 + 7,5253$		
$V_{sp,t}^s = \underline{10,8059} \text{ m}_n^3 / \text{m}_n^3$		

<u>Skutečné množství O<sub>2</sub> ve spalinách</u>		
$V_{O_2,s} = 0,21 \cdot (n - 1) \cdot V_{vz,t}^s$		(7.11)
$V_{O_2,s} = 0,21 \cdot (5,02 - 1) \cdot 9,5150$		
$V_{O_2,s} = \underline{8,0288} \text{ m}_n^3 / \text{m}_n^3$		

<u>Skutečné množství H<sub>2</sub>O ve spalinách</u>		
$V_{H_2O,s} = V_{H_2O,t} + (n-1) \cdot (v - 1) \cdot V_{vz,t}^s$		(7.12)
$V_{H_2O,s} = 2,2782 + (5,02-1) \cdot (1,03-1) \cdot 9,5150$		
$V_{H_2O,s} = \underline{3,4251} \text{ m}_n^3 / \text{m}_n^3$		

<u>Skutečné množství N<sub>2</sub> ve spalínách</u>		
$V_{N_2,s} = V_{N_2t} + (n-1) \cdot 0,79 \cdot V_{vz,t}^s$		(7.13)
$V_{N_2,s} = 7,5253 + (5,02 - 1) \cdot 0,79 \cdot 9,5150$		
$V_{N_2,s} = \underline{\underline{37,7289}} \text{ m}_n^3 / \text{m}_n^3$		
<u>Skutečné množství vlhkých spalín</u>		
$V_{sp,s}^v = V_{H_2O,s} + V_{CO_2} + V_{N_2,s} + V_{O_2,s}$		(7.14)
$V_{sp,s}^v = 3,4251 + 1,0025 + 37,7289 + 8,3296$		
$V_{sp,s}^v = \underline{\underline{50,1854}} \text{ m}_n^3 / \text{m}_n^3$		
<u>Koncentrace složek ve spalínách</u>		
<u>Koncentrace CO<sub>2</sub></u>		(7.15)
$\omega_{CO_2} = V_{CO_2} / V_{sp,s}^v \cdot 100$		
$\omega_{CO_2} = 1,0025 / 50,1854 \cdot 100$		
$\omega_{CO_2} = \underline{\underline{2,00}} \%$		
<u>Koncentrace H<sub>2</sub>O</u>		(7.16)
$\omega_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{sp,s}^v \cdot 100$		
$\omega_{H_2O} = 3,4251 / 50,1854 \cdot 100$		
$\omega_{H_2O} = \underline{\underline{6,82}} \%$		
<u>Koncentrace N<sub>2</sub></u>		(7.17)
$\omega_{N_2} = V_{N_2} / V_{sp,s}^v \cdot 100$		
$\omega_{N_2} = 45,7578 / 50,1854 \cdot 100$		
$\omega_{N_2} = \underline{\underline{75,18}} \%$		
<u>Koncentrace O<sub>2</sub></u>		(7.18)
$\omega_{O_2} = V_{O_2} / V_{sp,s}^v \cdot 100$		
$\omega_{O_2} = 8,3296 / 50,1854 \cdot 100$		
$\omega_{O_2} = \underline{\underline{16,00}} \%$		

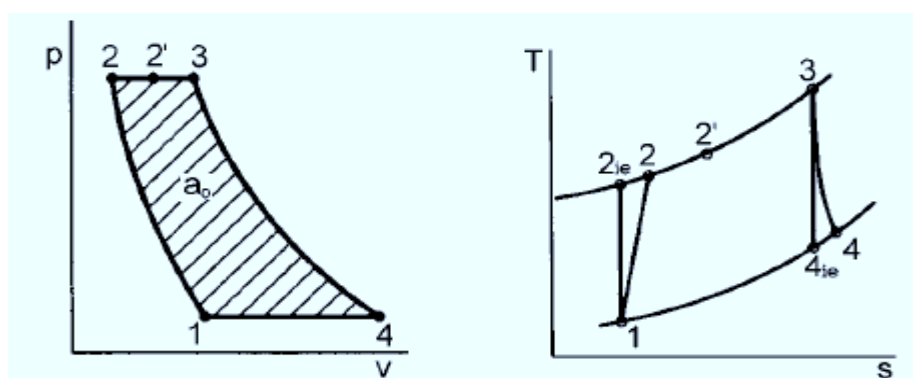
Složení spalín	
$\omega$	[%]
CO <sub>2</sub>	2,00
H <sub>2</sub> O	6,82
N <sub>2</sub>	75,18
O <sub>2</sub>	16,00
$\Sigma$	100

Tabulka 7.1 - Složení spalín

## 7.2 Výpočet idealizovaného oběhu mikroturbíny

### Určení vnitřní práce kompresoru

Výrobce uvádí minimální tlak přiváděného zemního plynu 0,6 MPa [6], pokud by tento požadavek nebyl splněn z rozvodů plynu, bylo by zapotřebí uvedený tlak vyvinout zapojením kompresoru. V řešeném případě je však tlak plynu v rozvodech 1 MPa, proto je nutné tlak snížit na požadovanou hodnotu škrtícím ventilem.



Obrázek 7.1 - T-s, p-v diagramy tepelného oběhu turbíny s rekuperátorem, [8]

### Teplota vzduchu za kompresorem (adiabatická)

$$T_{2ie} = T_1 \cdot \varepsilon^{(\kappa - 1)/\kappa} \quad (7.19)$$

$$T_{2ie} = 293,15 \cdot 4,5^{(1,4 - 1)/1,4}$$

$$T_{2ie} = \underline{\underline{450,53 \text{ K}}}$$

<u>Teplota vzduchu za kompresorem (skutečná)</u>		
$T_2 = T_1 + [(T_{2ie} - T_1) / \eta_{ie-k}]$		(7.20)
$T_2 = 293,15 + [(450,53 - 293,15) / 0,85]$		
$T_2 = \underline{478,53} \text{ K}$		

<u>Teplota vzduchu po přehřevu za rekuperátorem</u>		
$T'_2 = T_2 + [(T_4 - T_2) \cdot \eta_{re}]$		(7.21)
$T'_2 = 478,30 + [(859,97 - 478,30) \cdot 0,75]$		
$T'_2 = \underline{764,55} \text{ K}$		

<u>Vyjádření entalpie</u>		
vzduch	$i_{vz} = 0,79411 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 1,335715 \cdot t$	(7.22)
spaliny	$i_{sp} = 1,14116 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 1,430255 \cdot t$	
zemní plyn	$i_{zp} = 1,041682 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 + 1,628543 \cdot t$	

pozn. entalpii zemního plynu při výpočtu přebytku vzduchu můžeme zanedbat (vzhledem k jeho množství, teplotě a množství přivedeného vzduchu)

	$t_1$	$t_2$	$t'_2$	$t_3$	$t_4$	$t'_4$	$t_5$
$t_{vz} [^{\circ}\text{C}]$	20	205,15	491,40	950	586,82	270	90
$i_{vz} [\text{kJ}/\text{m}_n^3]$	26,75	277,37	675,55	1340,60	811,17	366,43	120,86
$t_{sp} [^{\circ}\text{C}]$				950	586,82	270	90
$i_{sp} [\text{kJ}/\text{m}_n^3]$				1461,73	878,60	394,49	129,65

Tabulka 7.2 - Entalpie vzduchu a spalin

<u>Určení přebytku vzduchu</u>		
$n = (Q_i^r \cdot \eta_{sk} + i_{2pl} + V_{vz,t}^s \cdot i_{3vz} - V_{sp,t}^v \cdot i_{3sp}) / [V_{vz,t}^s \cdot (i_{3vz} - i_{2'vz})]$		(7.23)
$n = (35870 \cdot 0,97 + 9,5150 \cdot 1340,60 - 10,8059 \cdot 1461,73) /$		
$[9,5150 \cdot (1340,60 - 675,55)]$		
$n = \underline{5,02}$		

<u>Vnitřní práce vzduchového kompresoru na 1 <math>\text{m}_n^3</math> plynu</u>		
$a_{vn-k} = V_{vz,t} \cdot n \cdot (i_{2vz} - i_{1vz})$		(7.24)
$a_{vn-k} = 9,5150 \cdot 5,02 \cdot (227,37 - 26,75)$		
$a_{vn-k} = \underline{11966,45} \text{ kJ}/\text{m}_n^3$		

<u>Teplota spalin na výstupu z turbíny (adiabatická)</u>	
$T_{4ie} = T_3 \cdot \varepsilon^{(1-\kappa)/\kappa}$	(7.25)
$T_{4ie} = 1223,15 \cdot 4,5^{(1-1,4)/1,4}$	
$T_{4ie} = \underline{795,88} \text{ K}$	

<u>Teplota spalin na výstupu z turbíny (skutečná)</u>	
$T_4 = T_3 - (T_3 - T_{4ie}) \cdot \eta_{ie-t}$	(7.26)
$T_4 = 1223,15 - (1223,15 - 795,88) \cdot 0,85$	
$T_4 = \underline{859,97} \text{ K}$	

<u>Vnitřní práce turbíny na 1 m<sub>n</sub><sup>3</sup> plynu</u>	
$a_{vn-t} = V_{sp,t}^v \cdot (i_{3sp} - i_{4sp}) + (n-1) \cdot V_{vz,t}^s \cdot (i_{3vz} - i_{4vz})$	(7.27)
$a_{vn-t} = 10,8059 \cdot (1461,73 - 878,60) + (5,02 - 1) \cdot 9,5150 \cdot (1340,60 - 811,17)$	
$a_{vn-t} = \underline{26542,59} \text{ kJ/m}_n^3$	

<u>Určení vnitřní práce agregátu</u>	
$a_{ag} = a_{vn-t} - a_{vn-k}$	(7.28)
$a_{ag} = 26542,59 - 11966,45$	
$a_{ag} = \underline{14576,15} \text{ kJ/m}_n^3$	

<u>Práce generátoru</u>	
$a_g = a_{ag} \cdot \eta_{m-tu} \cdot \eta_g$	(7.29)
$a_g = 14576,15 \cdot 0,92 \cdot 0,95$	
$a_g = \underline{12739,55} \text{ kJ/m}_n^3$	

<u>Účinnost výroby elektrické energie</u>	
$\eta_{el} = (a_g / Q_i^r) \cdot 100$	(7.30)
$\eta_{el} = (12739,55 / 35870) \cdot 100$	
$\eta_{el} = \underline{35,52} \%$	

<u>Spotřeba plynu</u>	
$\dot{V}_{pl} = P_{el} / (Q_i^r \cdot \eta_{el})$	(7.31)
$\dot{V}_{pl} = 100 / (35870 \cdot 0,3552)$	
$\dot{V}_{pl} = \underline{0,0078} \text{ m}_n^3/\text{s}$	

### 7.3 Produkce tepla

<u>Tepelný příkon kotle - výměníku spaliny - vzduch</u>	
$Q_t = V_{pl} \cdot [V_{sp,t}^v \cdot i_{4,sp}' + V_{vz,t} \cdot i_{4,vz}' \cdot (n-1)]$	(7.32)
$Q_t = 0,0078 \cdot [10,8059 \cdot 394,49 + 9,5150 \cdot 366,43 \cdot (5,02-1)]$	
$Q_t = \underline{143,41} \text{ kW}$	

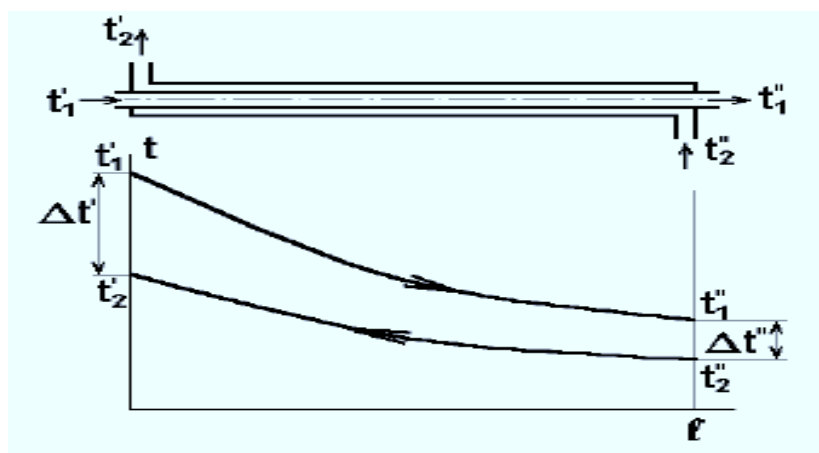
- ztráta kotle do okolí  $\xi_k$  je 1,1 % tepelného příkonu kotle
- předpokládaná teplota spalin na výstupu z kotle je 90°C

<u>Tepelný výkon kotle - výměníku spaliny - vzduch</u>		(7.33)
$P_t = [V_{sp,t}^v \cdot (i_{4,sp}' - i_{5sp}) + (n-1) \cdot V_{vz,t} \cdot (i_{4,vz}' - i_{5vz})] \cdot V_{pl} \cdot [(100 - \xi_k)/100]$		
$P_t = [10,8059 \cdot (394,49 - 129,65) + (5,02 - 1) \cdot 9,5150 \cdot (366,43 - 120,86)] \cdot$		
$0,0078 \cdot [(100 - 1,1)/100]$		
$P_t = \underline{95,09} \text{ kW}$		

<u>Účinnost výroby tepla</u>	
$\eta_t = P_t / Q_t$	(7.34)
$\eta_t = 95,09 / 143,41$	
$\eta_t = \underline{66,31} \%$	

<u>Celková účinnost kogenerační jednotky</u>	
$\eta_c = (P_t + P_{el}) / (V_{pl} \cdot Q_i^r)$	(7.35)
$\eta_c = (95,09 + 100) / (0,0078 \cdot 35870)$	
$\eta_c = \underline{69,30} \%$	

## 7.4 Bilanční výpočet výměníku spaliny - vzduch



Obrázek 7.2 - schéma průběhu teplot u protiproudého výměníku, [8]

	spaliny	vzduch
teplota na vstupu	$t_1' - 270^\circ\text{C}$	$t_2'' - 20^\circ\text{C}$
teplota na výstupu	$t_1'' - 90^\circ\text{C}$	$t_2' - 70^\circ\text{C}$
měrná tepelná kapacita, [8]	$c_{p1} - 1,113 \text{ kJ} / (\text{m}_n^3 \cdot \text{K})$	$c_{p2} - 1,297 \text{ kJ} / (\text{m}_n^3 \cdot \text{K})$
součinitel prostupu tepla stěnou výměníku, [8]	$k - 35 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$	

Tabulka 7.3 - Parametry tepelného výměníku

### Množství ohřátého vzduchu

$\dot{V} = P_t / c_{p2} \cdot (t_2' - t_2'')$	(7.36)
$\dot{V} = 95,09 / 1,297 \cdot (70 - 20)$	
$\dot{V} = \underline{1,47} \text{ m}_n^3/\text{s}$	

### Střední (logaritmický) teplotní rozdíl

$\Delta t' = t_1' - t_2'$	$\Delta t'' = t_1'' - t_2''$	(7.37)
$\Delta t' = 270 - 70$	$\Delta t'' = 90 - 20$	
$\Delta t' = \underline{200}^\circ\text{C}$	$\Delta t'' = \underline{70}^\circ\text{C}$	
$\Delta t_{\text{stř}} = \Delta t' - \Delta t'' / \ln (\Delta t' / \Delta t'')$		(7.38)
$\Delta t_{\text{stř}} = 200 - 70 / \ln (200 / 70)$		
$\Delta t_{\text{stř}} = \underline{123,83}^\circ\text{C}$		



<u>Plocha tepelného výměníku</u>		
$S =$	$P_t / (\Delta t_{stř} \cdot k)$	(7.39)
$S =$	$95,09 \cdot 10^3 / (123,83 \cdot 35)$	
$S =$	<u>21,94</u> m <sup>2</sup>	

## 8. Technicko - ekonomické zhodnocení

Jak bylo zmíněno v teoretické části, podmínkou kogenerační technologie je vyrovnaný a stálý odběr obou produkováných forem energie. Pokud se daří maximalizovat provozní využití a zároveň je zaručeno využití tepla i elektrické energie, je kogenerace ekonomicky zajímavá a lze dosáhnout značných úspor, tato teorie, bude ověřena v následujícím technicko - ekonomickém zhodnocení. Celoroční využití elektrické energie může být zaručeno provozem strojů, osvětlením daného provozu případně odprodejem energetickým společnostem. Pro uplatnění tepla během zimní sezóny je řešením vytápění průmyslových prostorů či bytové sféry, tato varianta ovšem mimo topnou sezónu zaniká. Chceme - li kogenerační jednotku využít celoročně, je zapotřebí využít teplo jinak než vytápěním.

Pro posouzení ekonomické výhodnosti kogenerační jednotky v rámci této bakalářské práce volím využití v podniku pro zpracování dřeva, kde je předpoklad návratnosti investice vzhledem k celoročnímu využití kogenerační jednotky. Elektrická energie bude využita v provozu jako pohon strojů ve výrobě (pily, brusky, osvětlení výrobní haly atd.). Tepelný výkon se využije pro ohřev vzduchu, který bude přímo z jednotky hnán do sušící komory, kde dochází k vysoušení dřevní štěpky. Vybraný podnik má třísměnný provoz. Podotýkám, že vybraná varianta je idealizovaná v tom smyslu, že je plnohodnotně využít produkováný tepelný i elektrický výkon, oba odpovídají výrobní kapacitě podniku. Pro pokrytí špiček nad parametry jednotky a zajištění elektrického zdroje před najetím jednotky, je elektrická energie odebírána ze sekundárního zdroje, z centralizované elektrické sítě.

## 8.1 Doba provozu jednotky

Jednotka pracuje v třísměnném provozu, její vytížení je v průběhu pracovního týdne konstantní. V závislosti na objemu objednávek vedení společnosti přistupuje k zavedení směn ve dnech pracovní klidu, vzhledem k vývoji vytížení z minulých let a nasmlouvaným zakázkám na roky následující odhaduje, že bude zapotřebí provoz jednotky ve všech pracovních dnech a navíc ve dvaceti dnech z víkendů nebo státních svátků. Jak uvádí dodavatel firma Turbec AB, odstávka a s ní spojená revize zařízení je plánovaná po dobu čtrnácti dní, termín odstávky je naplánován na měsíc červenec, kdy je v podniku vyhlášena povinná dvoutýdenní dovolená. Dá se předpokládat, že vytížení v následujících letech bude odpovídající plánu pro rok 2012 (tab. 8.1).

Plánovaný provoz kogenerační jednotky pro rok 2012		
měsíc	pracovní dny	pracovní hodiny ( 3 – směnný provoz)
leden	22	528
únor	21	504
březen	22	528
duben	20	480
květen	21	504
červen	21	504
červenec	20	480
srpen	23	552
září	19	456
říjen	23	552
listopad	22	528
prosinec	18	432
předpokládaná práce ve dnech pracovního klidu	20	480
<b>celkem</b>	<b>272</b>	<b>6528</b>

Tabulka 8.1 - Plán provozu kogenerační jednotky

## 8.2 Náklady na energie z centralizovaných zdrojů

### 8.2.1 Přímé náklady na elektrickou energii

Jako dodavatel elektrické energie byla vybrána společnost E-ON, poskytnutý jednotarifový produkt pro všeobecnou elektřinu E.ON Standart power.

Ceník E.ON Standart power (sazba cd02) [12]		
Sazby v závislosti na odběru elektrické energie - C <sub>o</sub>		
	cena bez DPH [Kč/MWh]	cena s DPH [Kč/MWh]
cena za dodávku elektřiny	1651	1981
sazba daně z elektřiny	28,30	33,96
cena za distribuované množství elektřiny	2341,93	2810,32
cena za systémové služby	155,40	186,48
cena na podporu výkupu elektřiny z OZE, KVET a DZ	370	444
cena za činnost OTE	4,75	5,70
celkem [Kč/MWh]	4551,38	5461,46
Paušální sazby - C <sub>p</sub>		
	cena bez DPH [Kč/měsíc]	cena s DPH [Kč/měsíc]
platba za dodávku elektřiny	48	58
platba podle jmenovité proudové hodnoty hlavního jističe před elektroměrem	420	504
celkem [Kč/rok]	5616	6744

<u>Odběr elektrické energie</u>	
$O_{el} = P_{el} \cdot h$	(8.1)
$O_{el} = (100/1000) \cdot 6528$	
$O_{el} = \underline{652,80} \text{ MWh}$	

<u>Roční náklady za elektrickou energii</u>	
$N_{el} = O_{el} \cdot C_o + C_p$	(8.2)
$N_{el} = 652,80 \cdot 5461,46 + 6744$	
$N_{el} = \underline{3\,571\,985} \text{ Kč}$	

### 8.2.2 Přímé náklady na teplo

<u>Odběr tepla pro vysoušení dřevní štěpky</u>		
$O_t = P_t \cdot h \cdot 3600$		(8.3)
$O_t = (95,09/1000) \cdot 6528 \cdot 3,6$		
$O_t = \underline{2234,7}$ GJ/rok		

Dodavatelem tepla použitého pro vysoušecí proces jsou Teplárny Brno a.s., tato společnost dodává i teplo na vytápění, to ale nebude předmětem porovnání výhodnosti odběru tepla z centralizované sítě a produkce kogenerační jednotky, protože teplo z jednotky je využíváno pouze na vysoušení dřevní štěpky.

cena tepla :  $C_t = 503,80$  Kč/GJ

<u>Roční náklady na teplo pro vysoušení dřevní štěpky</u>		
$N_t = O_t \cdot C_t$		(8.4)
$N_t = 2234,7 \cdot 503,80$		
$N_t = \underline{1\,125\,837}$ Kč		

<u>Celkové roční náklady při odběru energií z centralizovaných zdrojů</u>		
$N_c = N_{el} + N_t$		(8.5)
$N_c = 3\,571\,985 + 1\,125\,837$		
$N_c = \underline{4\,697\,822}$ Kč		

## 8.3 Investiční a provozní náklady kogenerační jednotky

### 8.3.1 Investiční náklady

Dřevozpracující závod veškeré náklady spojené s uvedením kogenerační jednotky do provozu (tab. 8.2) hradí ze zisku z minulých let, nepotřebuje tedy úvěr.

Kogenerační jednotka Turbec T100	5 100 000 Kč
Projekt	400 000 Kč
Úprava stávajícího provozu	600 000 Kč
Obslužná zařízení	440 000 Kč
Montáž	<u>520 000 Kč</u>
CIN	<b>7 060 000 Kč</b>

Tabulka 8.2 - Celkové investiční náklady

### 8.3.2 Přímé náklady provozu

celkové roční náklady na zemní plyn

<u>Roční spotřeba plynu</u>		
$V_{pl,r} = V_{pl} \cdot 3600 \cdot h$		(8.6)
$V_{pl,r} = 0,0078 \cdot 3600 \cdot 6528$		
$V_{pl,r} = \underline{183\,306} \text{ m}_n^3$		

<u>Přepočet odběru plynu z <math>m_n^3</math> na MWh</u>		
$O_{pl} = V_{pl,r} \cdot k \cdot p$		(8.7)
$O_{pl} = 183\,306 \cdot 0,975 \cdot 0,010630$		
$O_{pl} = \underline{1900} \text{ MWh}$		

k – technická konstanta, zohledňuje atmosférický tlak, umístění plynoměru [12]

p – spalné teplo v MWh/  $m^3$  pro plyn v dané lokalitě [12]

<u>Ceník E.ON pro dodávku a distribuci zemního plynu [12]</u>		
Platba za dodávku plynu		
	cena bez DPH	cena s DPH
jednotková hraniční komoditní cena [Kč/MWh]	651,60	781,92
jednotková kapacitní cena za denní rezervovanou kapacitu [Kč/měsíc]	517	620,4
celková roční platba za dodávku - $C_{do,zp}$	1 244 244 Kč	1 493 093 Kč
daň ze zemního plynu [Kč/MWh] - $C_{d,zp}$	30,6	58 140 Kč
Platba za distribuci plynu		
	cena bez DPH	cena s DPH
pevná cena za odebraný plyn [Kč/MWh]	201,47	241,8
pevná cena za služby operátora [Kč/MWh]	1,1	1,32
stálý plat za přistavenou kapacitu	500	600
celková roční platba za distribuci - $C_{di,zp}$	391 098 Kč	469 385 Kč

<u>Celková roční platba za zemní plyn</u>		
$C_{zp} = C_{do,zp} + C_{d,zp} + C_{di,zp}$		(8.8)
$C_{zp} = 1\,493\,093 + 58\,140 + 469\,385$		
$C_{zp} = \underline{2\,020\,618\text{ Kč}}$		

celkové roční náklady na obsluhu a servis kogenerační jednotky

Obsluhou jednotky byl na každé ze tří směn pověřen pracovník dřevozpracujícího podniku, náklady podniku za příplatky na mzdách pro tyto tři zaměstnance činí 22 000 Kč měsíčně.

<u>Celková roční platba za základní obsluhu jednotky</u>		
$C_s = 22\,000 \cdot 12$		(8.9)
$C_s = \underline{264\,000\text{ Kč}}$		

<u>Celkové náklady na ostatní materiál a údržbu během roku</u>		
$C_m = \underline{50\,000\text{ Kč}}$		(8.10)

<u>Náklady spojené s generální revizí během dvoutýdenní odstávky</u>		
$C_r = \underline{75\,000\text{ Kč}}$		(8.11)

<u>Celkové roční provozní náklady</u>		
$C_{pr} = C_{zp} + C_s + C_m + C_r$		(8.12)
$C_{pr} = 2\,020\,618 + 264\,000 + 50\,000 + 75\,000$		
$C_{pr} = \underline{2\,409\,618\text{ Kč}}$		

### 8.3.3 Nepřímé náklady

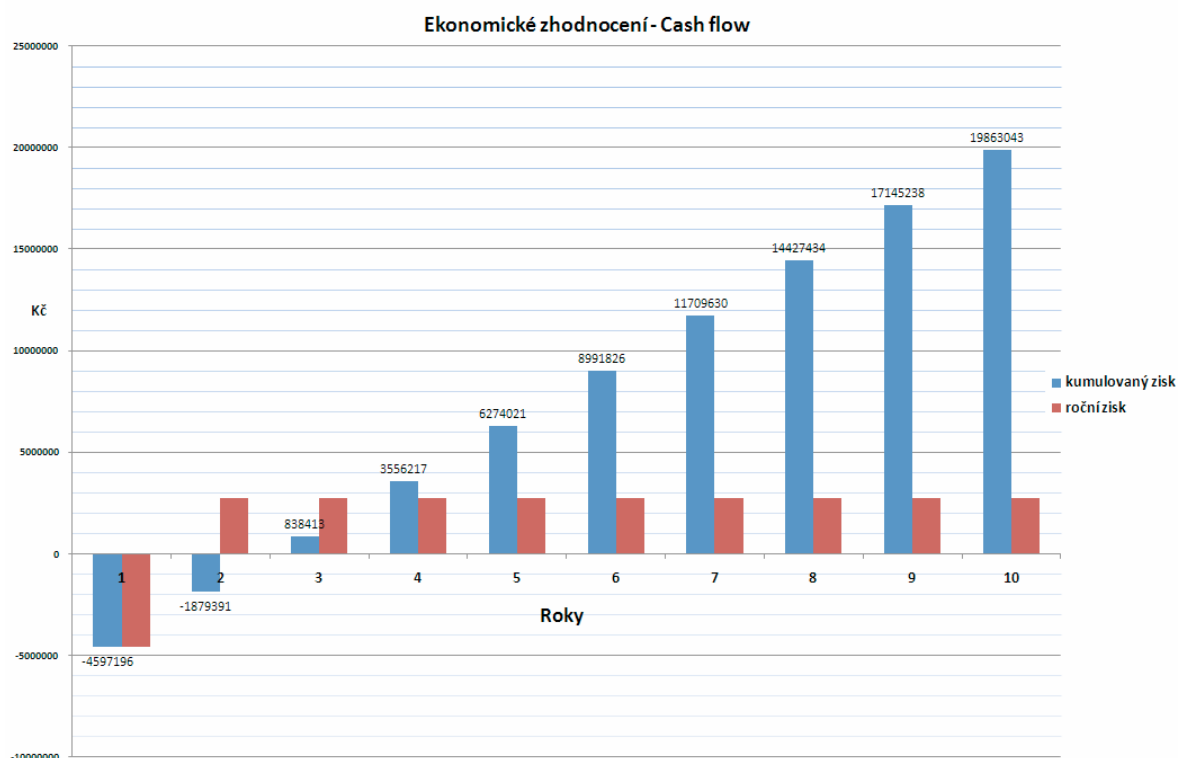
<u>Správní režie (1,5% z celkových investičních nákladů)</u>		
$SR = CIN \cdot 0,015$		(8.13)
$SR = 7\,060\,000 \cdot 0,015$		
$SR = \underline{105\,900\text{ Kč}}$		

Objekt	Odpisová skupina	Doba odpisu [roky]	1.rok [%]	Další roky [%]
Kogenerační jednotka Turbec T100	3	10	5,5	10,5
Průběh odpisů kogenerační jednotky				
1. rok	280 500 Kč			
další roky	535 500 Kč			

Tabulka 8.3 - Přehled odpisů KJ

## 8.4 Posouzení výhodnosti, doba návratnosti investice

Při volbě třisměnného provozu se stálým odběrem produkovaného tepelného i elektrického výkonu, lze označit instalaci kogenerační jednotky jako velice výhodnou. Podniku její instalace v průběhu deseti let ušetří téměř 20 milionů korun v porovnání s odběrem energií z centralizovaných zdrojů a k návratnost investice dojde v průběhu třetího roku provozu (viz graf 8.1). Tento vysoký zisk je dán maximalizací využití kogenerační jednotky.



Graf 8.1 - Doba návratnosti, cash flow

## 9. Závěr

Rozhodujícím faktorem pro volbu kogenerační jednotky jakožto decentralizovaného zdroje energie je zajištění stálého a vyrovnaného odběru obou forem produkovaných energií. Řešená kogenerační jednotka se spalovací mikroturbínou je situována do dřevozpracujícího podniku, kde tepelný výkon bude využit na vysoušení dřevní stěpky vzduchem o teplotě 70°C. Elektrický výkon zajistí provoz strojů ve výrobě závodu, odběr obou výkonů je tedy zajištěn.

Maximalizací využití kogenerační jednotky byl dán předpoklad ekonomické výhodnosti její instalace. Tento předpoklad se potvrdil v technicko – ekonomickém zhodnocení. Dřevozpracující podnik, který tepelný i elektrický výkon jednotky využívá v třísměnném provozu v průběhu deseti let ušetří téměř dvacet milionů korun v porovnání s oběrem energií od velkodistributorů. Celkové investiční náklady se podniku vrátí v průběhu třetího roku provozu jednotky.

Z technického pohledu je nutno zmínit vliv použitého přehřevu vzduchu v rekuperátoru na výkon a účinnost výroby energií v kogenerační jednotce. Vložením výměníku pro přehřev vzduchu bylo dosaženo vyšší účinnosti výroby elektrické energie, menší spotřeby zemního plynu, naopak tepelný výkon nedosahuje hodnot obvyklých pro kogeneraci, dokonce bylo dosaženo menšího výkonu tepelného než elektrického. Výsledný poměr vyráběných energií je vždy nutné zvážit v rámci investičního plánu a přizpůsobit ho možnostem odběru energií.

Na základě poznatků získaných během tvorby bakalářské práce se domnívám, že řešená kogenerační technologie se spalovací mikroturbínou je technologií perspektivní a za určitých podmínek lze její aplikaci dosáhnout finančních úspor.



## 10. Použitá literatura

[1]	HEJTMÁNKOVÁ P., DVORSKÝ E.: Kombinovaná výroba energií. BEN, Praha, 2006, 287 s.
[2]	ILBNER Z. a kolektiv: Technický průvodce energetika. BEN, Praha, 2002, 616 s.
[3]	ILBNER Z. a kolektiv: Technický průvodce energetika II. díl - příklady. BEN, Praha, 2006, 382 s.
[4]	KRBEK J., POLESNÝ V.: Kogenerační jednotky: zřizování a provoz. GAS, Praha, 2007, 206 s.
[5]	KYSELA L., Využití druhotných zdrojů energie, Ediční středisko VŠB - TU, Ostrava 2001, 45 s.
[6]	TURBEC Inc: Turbec technická příručka mikroturbína T100 20 s.
[7]	NOSKIEVIČ P., Spalování uhlí, Ediční středisko VŠB -TU Ostrava 2005, 62s.
[8]	KADLEC Z., Termomechanika, Ediční středisko VŠB - TU Ostrava 2004, 96s.
[9]	KÁRA J., PASTOREK Z., PŘIBYL E., Výroba a využití bioplynu v zemědělství, Praha 2007, 123 s.
	<u>Internetové zdroje:</u>
[10]	<a href="http://www.eck-kladno.cz">www.eck-kladno.cz</a>
[11]	<a href="http://www.tedom.cz">www.tedom.cz</a>
[12]	<a href="http://www.e-on.cz">www.e-on.cz</a>
[13]	<a href="http://www.tzb-info.cz">www.tzb-info.cz</a>
[14]	<a href="http://www.teplarny.cz">www.teplarny.cz</a>
[15]	<a href="http://www.energetik.cz">www.energetik.cz</a>
[16]	<a href="http://www.turbec.com">www.turbec.com</a>
[17]	<a href="http://www.energy-web.cz">www.energy-web.cz</a>

## 11. Seznam příloh, grafů, obrázků a tabulek

Příloha A – Schéma uspořádání kogenerační jednotky s rekuperátorem

Obrázek 2.1 - Největší KJ V ČR se spalovací turbínou 63 MW v ECK Kladno, [10]

Obrázek 2.2 - Porovnání účinností – kombinovaná výroba, oddělená výroba, [1]

Obrázek 3.1 - Schéma zařízení pro kogenerační využití palivových článků, [4]

Obrázek 3.2 - Schéma zapojení kondenzační parní turbíny s odběrem páry, [4]

Obrázek 3.3 - Schéma uspořádání spalovací turbíny, [4]

Obrázek 3.4 - Toky energií u kogenerační jednotky se spalovacím motorem, [4]

Obrázek 3.5 - Model Stirlingova motoru firmy TEDOM, [11]

Obrázek 4.1 - Schéma kogenerace, jednotka Turbec T100 , [6]

Obrázek 4.2 - Dispoziční uspořádání kogenerační jednotky Turbec T100 , [6]

Obrázek 5.1 - Kombinovaný systém bioplynové stanice s kogenerací, [9]

Obrázek 6.1 - Kogenerační jednotka s mikroturbínou Turbec T100, [6]

Obrázek 7.1 - T-s, p-v diagramy tepelného oběhu turbíny s rekuperátorem, [8]

Tabulka 3.1 - Parametry primárních jednotek, [1]

Tabulka 5.1 - Složení zemního plynu, [13]

Tabulka 7.1 - Složení spalin

Tabulka 7.2 - Entalpie vzduchu a spalin

Tabulka 7.3 - Parametry tepelného výměníku

Tabulka 8.1 - Plán provozu kogenerační jednotky

Tabulka 8.2 - Celkové investiční náklady

Tabulka 8.3 - Přehled odpisů KJ

Graf 8.1 - Doba návratnosti, cash flow

### **Poděkování**

Na závěr děkuji vedoucímu práce doc. Ing. Jiřímu Míkovi, CSc. za poskytnutí odborných rad a zkušeností, které mi velmi pomohly při tvorbě mé bakalářské práce.